

【特許請求の範囲】

【請求項1】 2つのプーリディスク(5, 7)を有する第1のプーリ(1)と、2つのプーリディスク(6, 8)を有する第2のプーリ(2)と、これらのプーリ(1, 2)の周りに巻き掛けられていて、それらの間にトルクを伝達する駆動ベルト(10)とを備え、第1のプーリ(1)の少なくとも一つのディスク(7)は第1のプーリ(1)の他方のディスク(5)に対して、第1のプーリ(1)と組み合わせられたピストン/シリンダ組立体(11, 13)のシリンダ(11)の液圧により加えられる軸方向の力によって軸方向に可動になっている連続可変トランスミッションであって、前記シリンダ(11)の圧力を制御できる制御システムを装備しており、この制御システムが、貯蔵部(34)から主液圧ライン(15)へ液圧媒体の流れをつくるポンプ(17)と、エレクトロニック操作可能な圧力調整器(29)により調整される制御圧力(P_{CP})によって少なくとも操作できるライン圧力弁(18)とを備えて前記主液圧ライン(15)内のライン圧力(P_{LP})を制御するようにした連続可変トランスミッションにおいて、前記制御システムは、前記ライン圧力弁(18)の部分(20)に別の圧力(P_{FP})を加えることによりライン圧力(P_{LP})に影響を与えることのできる圧力制御手段をさらに備えていることを特徴とする連続可変トランスミッション。

【請求項2】 ライン圧力弁(18)には弁ハウジング(19)内に滑動可能に組み込んだ弁体(20)を設け、それにより弁ハウジング(19)内の前記弁体(20)の位置が弁体(20)に作用する複数の力の平衡により決められ、該複数の力は少なくとも弁体(20)の面(22)にライン圧力(P_{LP})によって掛けられる力と弁体(20)の別の面(25)に制御圧力(P_{CP})によって掛けられる力とを含んでおり、別の圧力(P_{FP})が弁体(20)の面(25, 44)に与えられそれにより前記平衡に影響する力を該弁体(20)に動かすようにしたことを特徴とする請求項1に記載の連続可変トランスミッション。

【請求項3】 前記圧力制御手段は、前記別の圧力(P_{FP})として働く別の制御圧力を調整する別の圧力調整器(40)を備えることを特徴とする請求項1もしくは2に記載の連続可変トランスミッション。

【請求項4】 第1のプーリ(1)と組み合わせられたピストン/シリンダ組立体(11, 13)のシリンダ(11)内の圧力はライン圧力(P_{LP})に本質的に等しく、そして第2のプーリ(2)の少なくとも一つのディスク(8)は第2のプーリ(2)の他方のディスク(6)に対して、第2のプーリ(2)と組み合わせられたピストン/シリンダ組立体(12, 14)のシリンダ(12)内の液圧により加えられる軸方向の力によって

軸方向で動くことができ、

前記圧力制御手段は、第2のプーリ(2)と組み合わせられたピストン/シリンダ組立体(12, 14)のシリンダ(12)内の圧力をライン圧力弁(18)へ向ける路(41)を備え、前記圧力が前記別の圧力(P_{FP})として働くことを特徴とする請求項1、2もしくは3に記載の連続可変トランスミッション。

【請求項5】 前記圧力制御手段は別の弁(42)を備え、この弁は、ライン圧力弁(18)が制御圧力(P_{CP})によって作動されるか、もしくは前記別の圧力(P_{FP})として働く本質的に一定の補助圧力(P_{AUX})によって設定されるかのいずれかを選択可能にすることを特徴とする請求項1ないし4のいずれかに記載の連続可変トランスミッション。

【請求項6】 制御電流(I_{PC} , I_{FPC})が加えられないときは、前記制御圧力(P_{CP})と前記別の制御圧力との一方が最大レベルに調整され、他方が最小レベルに調整されるように圧力調整器(29)と別の圧力調整器(40)とを配置した請求項2に記載の連続可変トランスミッション。

【請求項7】 前記制御システムは、第2のプーリ(2)と組み合わせられたピストン/シリンダ組立体(12, 14)のシリンダ(12)内の圧力が、主液圧ライン(15)から前記シリンダ(12)への液圧媒体の流れと、前記シリンダ(12)から貯蔵部(34)への流れとを決めることのできる流れ制御弁(32)によって、決定されるよう配置されることを特徴とする請求項3に記載の連続可変トランスミッション。

【請求項8】 第2のプーリ(2)と組み合わせられたピストン/シリンダ組立体(12, 14)のシリンダ(12)内の圧力が最高となるとき、制御圧力(P_{CP})に応じて加えられる最高のライン圧力(P_{LP})は、第2のプーリ(2)と組み合わせられたピストン/シリンダ組立体(12, 14)のシリンダ(12)内の圧力が最低となるときに制御圧力(P_{CP})に応じて加えられる最高のライン圧力(P_{LP})の本質的に半分であることを特徴とする請求項3もしくは7に記載の連続可変トランスミッション。

【請求項9】 圧力調整器供給圧力(P_{PR})を所望レベルへ低下させることにより制御圧力(P_{CP})を調整するように圧力調整器(29)が配置されており、前記圧力調整器供給圧力(P_{PR})が補助圧力(P_{AUX})として作用することを特徴とする請求項4に記載の連続可変トランスミッション。

【請求項10】 前記別の弁(42)が少なくとも制御圧力(P_{CP})により作動可能であることを特徴とする請求項4もしくは9に記載の連続可変トランスミッション。

【請求項11】 一定の補助圧力(P_{AUX})が1.25最大制御圧力レベル($P_{CP, max}$)にほぼ等しいことを

特徴とする請求項4、9もしくは10に記載の連続可変トランスミッション。

【請求項12】 45バルより大きい最大レベル($P_{LP, max}$)を有するある範囲のライン圧力レベルが連続可変トランスミッションに加えられることを特徴とする先行請求項のいずれかに記載の連続可変トランスミッション。

【請求項13】 2つのプーリディスク(5、7)を有する第1のプーリ(1)と、2つのプーリディスク(6、8)を有する第2のプーリ(2)と、これらのプーリ(1、2)の周りに巻き掛けられていて、それらの間にトルクを伝達する駆動ベルト(10)とを備え、第1のプーリ(1)の少なくとも一つのディスク(7)は第1のプーリ(1)の他方のディスク(5)に対して、第1のプーリ(1)と組み合わせられたピストン/シリンダ組立体(11、13)のシリンダ(11)の液圧により加えられる軸方向の力によって軸方向に可動になっている連続可変トランスミッションであって、制御圧力レベルのある範囲(I)内で圧力調整器(29)により調整される制御圧力(P_{CP})によって作動されるとき、ライン圧力弁(18)により加えられるライン圧力レベルの範囲(II、III)内で主液圧ライン(15)内のライン圧力(P_{LP})を少なくとも制御することができ制御システムが装備されており、最小可能制御圧力値(control pressure resolution)が制御圧力レベルの範囲(I)とライン圧力レベルの範囲(II、III)との比として定義されている、連続可変トランスミッションのライン圧力(P_{LP})の制御方法において、

トランスミッション比(i)と、伝達トルク(T)とプーリ(1もしくは2)の回転速度(Nf)とを少なくとも表している複数の信号に基づいて所望のライン圧力(P_{LP})を決定する段階と、

少なくともこの所望のライン圧力(P_{LP})に応じて圧力調整器(29)を制御する制御電流(I_{FC})を発生させる段階と、

前記制御圧力レベルの範囲(I)により作動されるときライン圧力弁(18)により加えられるライン圧力レベル(IV、V、VI)の範囲を減少させることによって最小可能制御圧力値(control pressure resolution)を増大させるよう前記ライン圧力弁(18)を操作できる別の圧力(P_{FP})を与える段階とを含むことを特徴とする連続可変トランスミッションのライン圧力(P_{LP})の制御方法。

【請求項14】 少なくとも前記所望のライン圧力(P_{LP})に応じて別の圧力調整器(40)を制御する別の制御電流(I_{FC})を発生して、前記別の圧力(P_{FP})として働く別の制御圧力を調整するようにしたことを特徴とする請求項13に記載の制御方法。

【請求項15】 第1のプーリ(1)と組み合わせられ

たピストン/シリンダ組立体(11、13)のシリンダ(11)の圧力はライン圧力(P_{LP})と本質的に等しく、第2のプーリ(2)の少なくとも一つのディスク(8)は第2のプーリ(2)の他方のディスク(6)に対して、第2のプーリ(2)と組み合わせられているピストン/シリンダ組立体(12、14)のシリンダ(12)の液圧により該ディスク(8)に加えられ軸方向の力によって軸方向に可動になっており、第2のプーリ(2)と組み合わせられたピストン/シリンダ組立体(12、14)のシリンダ(12)内に実際に存在して、前記別の圧力(P_{FP})として働く圧力を決定する段階と、第2のプーリ(2)と組み合わせられたピストン/シリンダ組立体(12、14)のシリンダ(12)内に実際に存在している圧力に付加的に応じて圧力調整器(29)の制御のための制御電流(I_{FC})を発生させる段階とを含むことを特徴とする請求項13もしくは14に記載の制御方法。

【請求項16】 所望のライン圧力(P_{LP})が所定の閾値圧力($P_{LP, up}$)よりも高いか、否かを決定する段階と、

所望のライン圧力(P_{LP})が所定の閾値圧力

($P_{LP, up}$)よりも高いならば前記別の圧力(P_{FP})として働く本質的に一定の補助圧力(P_{AUX})によりライン圧力弁(18)を設定する段階とを含むことを特徴とする請求項13、14もしくは15に記載の制御方法。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明はエレクトロ・ハイドロリック制御システムを設けた連続可変トランスミッションもしくはCVTとそれの操作方法に係るものである。このCVTは既知であり、例えばそれはEP-A-0.787.927に開示されており、特に自動車に適している。

【0002】

【従来の技術】既知のCVTは第1のシャフトに設けた第1のプーリと第2のシャフトに設けた第2のプーリとの周りに巻き掛けたV字型駆動ベルトを備えている。両方のプーリは2つの円錐ディスクを有し、それらの軸方向の離隔はそれぞれのプーリのピストン/シリンダ組立体により調整できる。トランスミッションの作動中駆動ベルトは第1のプーリのディスク間の第1の締め付け力と第2のプーリのディスク間の第2の締め付け力とで締め付けられている。締め付け力は、前記第1と第2のプーリに、それぞれのプーリと組み合わせたピストン/シリンダ組立体が圧力を働かせることにより作用する。締め付け力のレベルは、プーリのディスクと駆動ベルトとの間で接線方向に相対的な運動なしで、すなわち、ベルトのスリップなしで前記第1と第2のシャフト間に伝えることのできる最大トルクを決めている。この(瞬時)

最大トルクは、CVTの(瞬時)トルク伝達能として参照される。CVTにおいてトランスミッション比はプーリのディスク間の駆動ベルトの走行半径の比に関連し、それはピストン/シリンダ組立体内の圧力比を変えることにより変わる。エレクトロ・ハイドロリック制御システムは、前記圧力を制御するために、そして連続可変トランスミッションの適当な伝達比とトルク伝達能を実現するために設けられる。

【0003】CVTの効率は駆動ベルトへプーリディスクが加える締め付け力に逆比例することが一般的に知られている。それゆえ、制御システムは、ベルトスリップなしのトルク伝達を達成するため最小許容締め付け力がベルトへ加えられるよう配置されるのが好ましい。締め付け力を生じさせるため制御システムには液圧システムが設けられ、この液圧システムはポンプの形の液圧媒体源とこのポンプによって主液圧ラインへ送られる媒体の圧力、いわゆるライン圧力を制御するライン圧力弁とを備えている。エネルギー損失を最小とするために、前記ライン圧力はピストン/シリンダ組立体のシリンダに加えられる最高圧力と等しくするが、それよりは高くはしない。さらに、制御システムには電子システムが設けられる。この電子システムは電子制御ユニット(ECU)を備えており、その電子制御ユニットは、一つもしくはそれ以上の変数、例えば、トランスミッション比、プーリの回転速度及びまたはトランスミッションにより伝達されるトルクに応じて前記ライン圧力弁を操作する制御電流を発生する。通常、前記ライン圧力弁はそれにある範囲の制御圧力を加えることによって操作されるのであるが、その制御圧力は電子的に操作できる圧力調整器により調整される。この圧力調整器は前記制御電流により作動させられる。圧力調整器は本質的に一定の圧力調整器供給圧から前記制御圧力を取り出し、この圧力調整器供給圧は加えようとする制御圧力の最大レベルよりも幾らか高い。圧力調整器を作動するためECUが発生する制御電流は0アンペアと1アンペアとの間の範囲で変化するのが典型である。この制御電流に応じて圧力調整器により調整される制御圧は0バール(bar)と6バールの間の範囲で変化するのが典型であり、他方供給圧力は約7.5バールであるのが典型である。

【0004】制御システムの既知のセットアップは従来のCVT(ライン圧力は数バールから45バール)と、現在最も人気のあるトランスミッション設計(最大ライン圧力レベルはCVT設計の規格によって異なるが80から90バールの範囲である)との両方に採用されている。CVT設計における進歩は、前記最高レベルが更に増大するかもしれないことを示している。

【0005】現在人気のあるCVT設計ではライン圧力を制御する精度は従来のCVT設計でこれまで達成されていた精度に合っていないように見える。前に述べたように、効率を考慮する上で望ましいのはライン圧力を精

度よく制御することであり、それで最低の許容ライン圧力が設定され、しかもベルトスリップを有効に阻止する。

【0006】

【発明が解決しようとする課題】本発明の目的は現在人気のあるCVT設計の効率を改善することであり、そして一般には、ライン圧力を精確に制御できる制御システムを持つCVTを提供することである。また、本発明の別の目的は現在人気の設計のCVTを精確に、そして効率よく操作する方法を提供することである。

【0007】

【課題を解決するための手段】特許請求の範囲の請求項1の特徴部分に記載の特徴を有するCVTによりこれらの目的を本発明に従って達成する。別の目的は請求項13に記載の方法を採用することによって達成される。

【0008】請求項1に記載のCVTの特徴は、ライン圧力弁の部分に作用する別の圧力によってライン圧力に影響を与えることのできる圧力制御手段にある。実際このことが意味していることは、前記制御圧力と前記別の圧力との両方によりライン圧力弁が制御できると言うことである。その利点は、制御システムの精度をかなり改善すること、そしてそれによりトランスミッションの効率をかなり改善することに幾つもの選択肢があるということである。例えば、本発明によって可能となるのは、制御圧力を使ってライン圧力弁を操作して必要とするライン圧力がほぼ設定され、そして別の圧力を使ってライン圧力弁の設定を微調整することである。このようにしてライン圧力制御の精度とCVTの効率とはかなり改善される。

【0009】さらに本発明の精緻なものとして、圧力制御手段は前記別の圧力として働く別の制御圧力を調整できる別の圧力調整器を備えている。この本発明の利点としては、印加ライン圧力レベルの範囲の第1の部分においては、例えば数バールと約45バールとの間の低い方の半分において、ライン圧力弁は既知の圧力調整器により調整される制御圧力によって制御され、第2の部分においては、例えば約45バールと87バールとの間の高い方の半分において、該弁は前記別の圧力として働く別の制御圧力により制御され、そして別の圧力調整器により調整される。このようにして、圧力調整器と別の圧力調整器とは直列に効果的に使用され、ライン圧力弁を制御するのに使用できる制御圧力レベルの全範囲は2倍になる。このような制御手段を装備することにより生じる余分のコストにCVTの効率に対する有効な効果は見合うものであるということが見出された。

【0010】本発明のさらに精緻なものは以下のように液圧回路を有するCVTに特に適している。すなわち、その液圧回路では、第1のプーリに組み合わせたピストン/シリンダ組立体のシリンダ内圧力が前記ライン圧力であって、第2のプーリに組み合わせたピストン/シ

シリンダ組立体のシリンダ内圧力は前記主液圧ラインからそのピストン/シリンダ組立体への液圧媒体の流れ、もしくはそのピストン/シリンダ組立体から貯蔵部への流れを制御できる流れ制御弁により決められるようになっていいる。本発明によれば圧力制御手段は第2のプーリに組み合わせたピストン/シリンダ組立体をライン圧力弁へ接続する通路を備え、そのピストン/シリンダ組立体内の圧力はライン圧力に影響することのできる前記別の圧力として働くようになっている。制御システム、具体的に言えばライン圧力弁は、第2のプーリに組み合わせたピストン/シリンダ組立体内の前記圧力が増大するとき、制御圧力を調整することにより設定できるライン圧力レベルの範囲が減少するように配置されている。制御圧力レベルの範囲が不変であるので、第2のプーリに組み合わせたピストン/シリンダ組立体のシリンダ内の圧力が増大するときに、ライン圧力レベルの範囲と制御圧力レベルの範囲との間の益々好都合となっていく比が得られる。制御システムがライン圧力を制御する精度は、第2のプーリに組み合わせたピストン/シリンダ組立体のシリンダ内の圧力が増大するとき該精度が増大すると言う仕方、後者の圧力に依存する。第2のプーリのピストン/シリンダ組立体の圧力がトランスミッション比（第1のプーリの回転速度を第2のプーリの回転速度で除した値）の増大につれて増大するので、制御システムの精度はトランスミッション比の増大につれて増大する。

【0011】このような制御システムの利点は、高いトランスミッション比で、いわゆるOD比で比較的高い時間CVTを作動させるということに目をつけたことによって得られたのである。最低トランスミッション比、いわゆるロー比は車の加速中に主として使用されるのが普通である。効率で重要なことは、トランスミッションがOD比にあるときライン圧力を精確に制御できるということであって、ロー（Low）比における比較的不正確なライン圧力制御は全体のトランスミッション効率に大きなインパクトとなることはない。こうしてOD比における制御システムの精度を改善する簡単で経済効果のある手段が本発明によりもたらされる。ロー比における精度に比較してOD比において制御システムの精度が改善される程度はライン圧力弁の設計にかかっており、その程度は約2倍もしくはそれ以上である。

【0012】本発明のさらに別の精緻なものとして、圧力制御手段は本質的に一定の補助圧力に前記別の圧力として選択的に作用させることができる別の弁を備えるようにしている。前記別の弁は切り替え型弁であって制御圧力か、もしくは補助圧力かのどちらかにライン圧力弁を制御させる。前記補助圧力は、圧力調整器が調整する最大制御圧力よりも幾らか高く選定されている。ライン圧力弁は前記補助圧力の影響下で最大の印加ライン圧力がセットされるように配置される。本発明によれば圧力

調整器供給圧は前記補助圧力として働くのに特に適している。印加ライン圧力がそのレベル範囲の上方の大部分にあるときに、供給圧はライン圧力弁をセットするのに使用され、ベルトスリップを阻止するに必要な前記ライン圧力が前記範囲の下の方の部分にあるとき、ライン圧力弁は制御圧力によって制御される。前記上方の大部分は閾値において始まり、本発明に従って閾値圧 $P_{LP, th}$ は次式から求められる。

$$P_{LP, th} = P_{CP, max} / P_{AUX} \cdot P_{LP, max}$$

ここで、 $P_{CP, max}$ は最大の印加制御圧力レベルである。 P_{AUX} は補助圧力であり、この場合圧力調整器供給圧 P_{PR} に等しい。 $P_{LP, max}$ は最大の印加ライン圧力レベルである。

【0013】本発明の制御システムのこの精緻な設計の利点は、最高トルクレベルを伝達しているとき、例えばCVTが採用されている車の急速な加速中だけ高いライン圧力が加えられるのが通常であるということに目をつけたことによって得られたのである。CVTの作動中そのトルクレベルは全作動時間の比較的小さな部分で生じるだけであるということに気づいたのである。このことは、CVTにトルクコンバータを設けたとき（CVT設計では普通のことであるが）特にそうである。十分なトランスミッション効率を維持しながらも、たとえベルトスリップの防止のため幾らか低いライン圧力が実際に必要であったとしても、補助圧力を使用して最大ライン圧力レベルをセットすることができる。その場合、制御圧力レベルの全範囲が、印加ライン圧力レベルの範囲のほんの一部分内でライン圧力の制御に使えらる。制御システムの精度は、補助圧力と制御圧力レベルの範囲の最大との間の比により与えられる係数だけ改善される。

【0014】また、本発明はCVTのライン圧力を精確に制御する方法を提供する。請求項13に記載の方法は、制御圧力の範囲内で変化する制御圧力により操作されるときライン圧力弁により加えられるライン圧力の範囲内で制御システムがライン圧力を制御できるようにした既知のCVTに適合している。そのような制御システムでは最小可能制御圧力値（control pressure resolution）は、前記制御圧力レベルと前記制御圧力レベル範囲により操作されるライン圧力弁によって加えられるライン圧力レベルの範囲との間の比として定義される。この最小可能制御圧力値はライン圧力制御の精度のための標準を示す。本発明ではこの最小可能制御圧力値はライン圧力弁に影響を与えることのできる別の圧力を与えることにより改善される。実際にこのことが意味していることは、前記制御圧力レベルの範囲により操作されるときライン圧力弁によって加えられる前記ライン圧力レベルの範囲を減少させることによって制御システムの精度を改善するいくつかの選択肢が与えられるということである。この方法は少なくとも次の段階を含んでいる。

【0015】トランスミッション比、伝達されるトルク

及びプーリの回転速度を少なくとも表しているいくつかの信号に基づいて所望のライン圧力を決定する段階、この所望のライン圧力に少なくとも応じて圧力調整器の制御のための制御電流を発生する段階、そして前記制御圧力レベルの範囲により操作されるときライン圧力弁によって加えられるライン圧力レベルの範囲を減少させることにより最小可能制御圧力値を増大させるように前記ライン圧力弁を制御することのできる別の圧力を与える段階。

【0016】本発明を進展させて前記別の圧力として作用する別の制御圧力を調整する別の圧力調整器が設けられる。この場合本発明の方法はさらに以下の段階を含むことになる。

【0017】前記所望のライン圧力に少なくとも応じて別の圧力調整器の制御のための別の制御電流を発生して、前記別の圧力として働く別の制御圧力が調整される段階。この進展させた本発明の利点は、制御システムの精度がCVTの全作動範囲で、例えば、トランスミッション比とは無関係に、改善されることであり、そしてその改善は全く大きく、すなわち2倍までになる。

【0018】本発明をさらに進展させて、第2のプーリのピストン/シリンダ組立体のシリンダをライン圧力弁へ接続する液圧ラインが設けられて、そのシリンダ内の圧力が前記別の圧力として働くようにする。この場合本発明の方法はさらに以下の段階を含む。

【0019】前記別の圧力として働く第2のプーリと組み合わせたピストン/シリンダ組立体のシリンダ内の実際の圧力を決定する段階。さらに、圧力調整器の制御のための適当な制御電流を発生させるため、第2のプーリと組み合わせたピストン/シリンダ組立体のシリンダ内の実際の圧力のレベルに応じて前記電流を付加的に発生させる。この進展させた本発明の利点はその方法が低コストで実施できるということである。

【0020】本発明をさらに進展させて、前記別の圧力として作用する本質的に一定の補助圧力によるか、制御圧力によるかのいずれかによって選択的にライン圧力弁を制御する弁が設けられてもよい。この場合、本発明の方法は追加として以下の段階を含む。

【0021】所望のライン圧力が所定の閾値圧よりも高いか、どうかを決定する段階、そしてもしも所望のライン圧力が所定の閾値圧よりも高いならば、前記別の圧力として働く本質的に一定の補助圧力によってライン圧力弁をセットする段階。この進展させた本発明の利点は、制御システムの精度がCVTの全作動範囲において、例えば、トランスミッション比とは関係なく改善されることである。

【0022】

【発明の実施の形態】本発明につき、以下において添付図を参照して詳述する。図1は従来のエレクトロ・ハイドロリック制御システムを有するCVTの略図である。

CVTは第1のシャフト3に第1のプーリ1を、そして第2のシャフト4に第2のプーリ2を備えている。駆動ベルト10はこれらのプーリ1、2に巻き掛けられていてシャフト3、4間にトルクを伝達する。各プーリ1もしくは2は固定ディスク5もしくは6と、軸方向に可動のディスク7もしくは8をそれぞれ有している。ピストン/シリンダ組立体11、13及び12、14は可動ディスク7と8とを軸方向に動かすために設けられている。ピストン/シリンダ組立体11、13及び12、14のシリンダ11、12はエレクトロ・ハイドロリック制御システムの部分であり、そして主油圧ライン15と別の油圧ライン16によりエレクトロ・ハイドロリック制御システムの他の部分へそれぞれ接続されている。制御システムの油圧回路には、貯蔵部34から主油圧ライン15へ油圧媒体の流れをつくるポンプ17と、主油圧ライン15内の、従って第1のプーリ1のシリンダ11内の油圧媒体のライン圧力 P_{LP} を、CVTに加えたライン圧力レベルの範囲内で制御するライン圧力弁18とが備えられている。

【0023】ライン圧力弁18は図2に詳細に示されている。この弁18は弁ハウジング19とこの弁ハウジング19に滑動するように取付けた弁体20とから成る。弁体20の位置に応じて小さいまたは大きい油圧媒体の流れが主油圧ライン15から油圧回路の別の部分（ここでは油圧ライン21としている）へ流される。もしこの流れがポンプ17によりつくられた流れよりも小さいと、ライン圧力 P_{LP} は増大し、そしてこの流れがポンプ17によりつくられた流れよりも大きいと、ライン圧力 P_{LP} は減少する。弁体20の位置は、路23（この路にはしばしば狭窄部24を設けることがある）を介して面22に作用するライン圧力 P_{LP} と路26を介して面25に作用する制御圧力 P_{CP} との両方によって右にかかる力と、スプリング27によって左にかかる力との間の平衡によって決まる。もしも制御圧力 P_{CP} が小さければライン圧力 P_{LP} は大きくなってスプリング27の力と均衡をとり、制御圧力 P_{CP} が大きければライン圧力 P_{LP} は小さくなってスプリング27の力と均衡をとる。面22と25の表面積の間の比は、最大印加制御圧力 P_{CP} のレベルが最大印加圧力レベル $P_{LP, max}$ と比較して小さいように選択されるのが通常である。面25に設けた突起28は、弁体20が左へ押されるとき該弁体20による路26の閉塞を防いでいる。

【0024】図2の弁18にスプリング27を設けていることの意味は、もし制御圧力 P_{CP} が面25へ加えられないと、端面22にかかるライン圧力 P_{LP} がスプリング27による力に抗して右へ弁体18を動かせるようになるまで油圧チャンネル15から油圧チャンネル21への流れを阻止するということである。NCタイプ弁18は制御圧力 P_{CP} が最低であるときに最大ライン圧力レベル $P_{LP, max}$ をセットする。スプリングのない弁の場合に

は最大印加ライン圧力レベル $P_{LP, max}$ は最大制御圧力レベル $P_{CP, max}$ が加えられたときにセットされる。この後のタイプの弁の構造を図11に示す。

【0025】図1に戻って、圧力調整器29は、路26内の制御圧力 P_{CP} を調整するために使われる。この圧力調整器29は、ライン21を介してほぼ一定の供給圧力 P_{PR} の油圧媒体が供給される。この供給圧力 P_{PR} は最大印加制御圧力レベル $P_{CP, max}$ よりもいくらか高い。供給圧力弁30は供給圧力 P_{PR} の圧力レベルを決定する。供給圧力弁30は弁18と同じ構造をしているが、この場合制御圧力は加えられない。供給圧力 P_{PR} は本質的に一定だからである。スプリング31による付勢力は供給圧力 P_{PR} を決定する。この既知の制御システムは流れ制御弁32がさらに設けられており、この流れ制御弁32は付設してある圧力調整器33により調整される制御圧力によって制御され、そして流れ制御弁32は主油圧ライン15から第2のプーリ2のシリンダ12へ、もしくはシリンダ12から油圧媒体の貯蔵部34へのどちらかで、別の路16を介して流れを決定して、それによりライン圧力 P_{LP} と貯蔵部34内の媒体の圧力との間のレベルにシリンダ12内の圧力を調整する。

【0026】ライン21を介して圧力調整器29、33へ送られる供給圧力 P_{PR} は典型的には約7.5バールであり、圧力調整器29、33はこの供給圧力 P_{PR} からほぼ0と6バールの間の制御圧力 P_{CP} を取り出すことができる。余分の油圧媒体が弁30、32と圧力調整器29、33とから油圧媒体の貯蔵部34へ流される。圧力調整器29、33は一般に知られている構造であって、ECU35を備える電気システムにより電子的に作動でき、この電気システムは適当な変数、例えばトランスミ

【0027】この既知のCVTの機能それ自体は満足すべきものであるが、現代のCVT設計の効率は図3に示すように最良ではない。従来のCVTにおける典型的な印加ライン圧力 P_{LP} はレンジIIにより示すように数バールから45バールの範囲にある。このレンジ内でライン圧力 P_{LP} は、制御電流 I_{PC} （0ないし1アンペアの範囲内で変化する）に応じて約0から6バールの範囲I内の制御圧力 P_{CP} を使って制御される。換言すれば、制御システムの増幅係数（これはレンジIIの印加ライン圧力 P_{LP} をレンジIの印加制御圧力 P_{CP} で除したものと定義される）が典型的に約7である。制御圧力 P_{CP} における不可避の不正確さがライン圧力 P_{LP} の不正確さを7倍以上にもする結果となる。現在人気のあるCVT設計では印加ライン圧力 P_{LP} はレンジIIIに示されるように、数バールから80バールもしくはそれ以上の範囲にわたっており、14もしくはそれ以上の増幅係数を生じる。この大きな増幅のため主油圧ライン15のライン

圧力 P_{LP} の実際のレベルの不正確さは大きくなる。制御システムは、平均すると実際のライン圧力 P_{LP} がほぼ所望のレベルになるように設計されるけれども、実際のライン圧力 P_{LP} は全く不安定であり、そして時々平均レベルからかなりずれることがある。このことは、プーリ1もしくは2のディスク5、7もしくは6、8と駆動ベルト10の相互接線運動、すなわちトランスミッション効率を低下させるベルトスリップを防止するに足るライン圧力 P_{LP} よりもかなり高いライン圧力 P_{LP} の印加を必要にするのである。

【0028】図4に本発明の第1の実施例に係るエレクトロ・ハイドロリック制御システムを有するCVTが示されている。この制御システムは、別の圧力調整器40を装備している圧力制御手段40、41、42を含んでいる。圧力調整器40はライン圧力 P_{LP} に影響する別の圧力 P_{FP} として働く別の制御圧力を調整できる。圧力調整器29のように別の圧力調整器40はECU35が発生する制御電流 I_{FP} により制御される。ライン圧力弁18の弁体20は、前記別の圧力 P_{FP} が図5に示すようにライン圧力に影響を与えるような別の面44を備えている。制御システムは前記別の調整器40をライン圧力弁18に接続する路43を備えている。制御圧力 P_{CP} と別の圧力 P_{FP} とにライン圧力 P_{LP} が依存するというこの発明の設計の効果は図6に示されている。この場合、面25と44との表面積は、圧力調整器29と別の圧力調整器40との両方が印加ライン圧力レベルIIIの範囲の等しい部分IV、Vにおいてライン圧力 P_{LP} を制御できるように選定される。かくして、制御圧力 P_{CP} と別の圧力 P_{FP} との両方がそれらの最大レベル（典型的には約6バール）であるとき、ライン圧力 P_{LP} はその最小圧力にあって、それはこの例では3バールである。制御圧力 P_{CP} がその最小レベル（典型的に約0バール）に調整されるとき、ライン圧力 P_{LP} は全ライン圧力範囲の下方の部分IVにおいて前記最小レベルから中間レベル（この例では45バール）へ制御される。次ぎに別の圧力 P_{FP} がその最小レベルに調整されるとき、ライン圧力 P_{LP} は全ライン圧力範囲の上方の部分Vにおいて前記中間レベルから最大レベル（この例では87バール）へ調整される。こうして、制御圧力レベル（I）の範囲は全ライン圧力範囲の一部分だけのライン圧力 P_{LP} を制御するために使用されるということが達成されている。図6の例では制御システムの増幅係数は別の圧力 P_{FP} を調整する別の圧力調整器40の存在によって半分とされ、それにより制御システムの精度を大きく改善する。

【0029】この発明の格別の精巧さの付加的な利点は、CVTの効率と駆動能力とは、例えば車のバッテリーの充電がなくなって電気制御システムが作動しなくなった場合でも改善されるということである。このことは以下のことから理解されよう。図1の既知のCVTでは、圧力調整器29が制御電流 I_{PC} を受けないとき、該圧力

調整器29が自動的に制御圧力 P_{CP} を調整するように制御システムは構成されている。こうして、これらの状態では最大ライン圧力レベル $P_{LP, max}$ が加えられて駆動ベルト10のスリップを常に防止するようにしている。最大ライン圧力レベル $P_{LP, max}$ が絶えず加えられるので、トランスミッションの効率は非常に悪く、そして駆動ベルト10の負荷は非常に高く、そのため駆動ベルト10は不必要に磨耗してしまう。本発明に係る制御システムは2つの圧力調整器29、40が装備されている。これらの圧力調整器29、40は上に述べた弁18の異なるタイプのいずれであってもそれと同じように作動する。スプリングを設けた圧力調整器は通常時開(Normary Open)の(NO)タイプ弁であり、スプリングを設けない圧力調整器は通常時閉(Normary Closed)の(NC)タイプ弁である。停電中、圧力調整器29は自動的に制御圧力 P_{CP} をその最小レベルへ調整し、別の圧力調整器40は自動的に別の圧力 P_{FP} をその最大レベルへ調整し、または圧力調整器29は自動的に制御圧力 P_{CP} をその最大レベルへ調整し、別の圧力調整器40は自動的に別の圧力 P_{FP} をその最小レベルへ調整する。こうして停電中ライン圧力弁18の弁体20にかかる力はゼロではなく、別の面44にかかる別の圧力 P_{FP} により決められる。印可されるライン圧力 P_{LP} はその最大圧力レベル $P_{LP, max}$ ではなく、面44の表面積と別の圧力 P_{FP} のレベルに依存する幾らか低いレベルであって、それによりトランスミッションの効率を改善し、駆動ベルト10にかかる負荷を減少させる。

【0030】図7は本発明の第2の実施例の電ロ・ハイドロリック制御システムを有するCVTを示す概略図である。この第2の実施例の設計は、第2のプーリ2と組み合わせたピストン／シリンダ組立体12、14のシリンダ12内の圧力がライン圧力 P_{LP} から取り出され、このシリンダ12の圧力と第1のプーリ1に組み合わせたピストン／シリンダ組立体11、13のシリンダ11内の圧力との比が0と1の間に常にあるようにしたCVTに特に適している。圧力制御手段41、42、43は油圧路41を備えており、この油圧路41は第2のプーリ2と組み合わせたピストン／シリンダ組立体12、14をライン圧力弁18と接続して、シリンダ12内の圧力が前記別の圧力 P_{FP} として働くようにしている(図8参照)。ライン圧力弁18の面44により第2のプーリ2のシリンダ12内の圧力が弁体20に力を掛け、それにより圧力 P_{LP} に影響を与える。制御圧力 P_{CP} と別の圧力 P_{FP} とにライン圧力 P_{LP} が依存していることによるこの実施例に係る圧力制御手段40、41、42が与える効果は図9に示されている。直ぐ理解できることは、第2のプーリ2と組み合わせたピストン／シリンダ組立体12、14のシリンダ12内の圧力がほぼゼロになるとき、図1ないし図3を参照して既に説明した先行技術ではライン圧力弁18の挙動は不変である。しか

しながら、CVTの正常動作中上に述べた後の方の圧力比は、トランスミッション比 i が低い比(この場合第1のプーリ1のディスク5、7間の駆動ベルト10の走行半径は最小である)からOD比(この場合走行半径は最大である)へ増大するときほぼゼロからライン圧力 P_{LP} のレベルへ増加し、そしてその逆も起こる。図9に示すように、このことはライン圧力弁18により制御されるライン圧力 P_{LP} の範囲を変化させ、その範囲はシリンダ12内の圧力が増加するときに、一層小さくなる。こうして本発明により達成されることは、制御システムの増幅係数を減少させることである。この例では増幅係数はロー比における14からOD比における7に減少して、ローにおけるよりもODにおいてかなり精確なトランスミッション制御を生じさせる。

【0031】図10には本発明の第3実施例の電ロ・ハイドロリック制御システムを有するCVTの概略が示されている。図10では追加の圧力制御弁48と追加の圧力調整器49とが示されている。これらの弁48と圧力調整器49はライン50の圧力を制御するために使われる。そのライン50は油圧回路の他の部分、例えばCVTのクラッチ制御の潤滑回路へ通じている。この実施例に係る圧力制御手段40、41、42には切り替え弁の形の別の弁42が設けられており、この弁によって制御圧力 P_{CP} か、もしくは本質的に一定の補助圧力 P_{AUX} (これは前記別の圧力 P_{FP} として働く)かのいずれかによってライン圧力 P_{LP} は影響を受ける。油圧路45は切り替え弁42をライン圧力弁18へ接続する。図10に示す構成では圧力調整器供給圧力 P_{PR} が補助圧力 P_{AUX} 及び別の圧力 P_{FP} として働く。しかしながら、制御システムにおいて本質的に一定の圧力であればどの圧力であっても、例えば潤滑圧力でも補助圧力 P_{AUX} となる。別の弁42は、一方で圧力調整器29が調整する制御圧力 P_{CP} により、そして他方でスプリング46によって操作され、そうして制御圧力 P_{CP} がその最大レベル $P_{CP, max}$ よりも低いとき圧力調整器29とライン圧力弁18との間に第1の油圧接続26、45が設定され、制御圧力 P_{CP} がその最大レベル $P_{CP, max}$ のとき、第2の油圧接続21、45が供給圧力弁30とライン圧力弁18との間に設定されるように別の弁42は動かされる。こうして以下のことが達成される。ライン圧力弁18は制御圧力 P_{CP} がその最大レベル $P_{CP, max}$ よりも低いとき、制御圧力 P_{CP} により制御され、最大制御圧力レベル $P_{CP, max}$ が加えられるときライン圧力弁18は一定の別の圧力 P_{FP} によりセットされる。図11にはこの実施例に適したライン圧力弁18が示されている。この弁にはスプリングが設けられておらず、制御圧力 P_{CP} とライン圧力 P_{LP} とは弁体20の両側に働く。この場合、制御圧力 P_{CP} が高いとライン圧力 P_{LP} は高く、制御圧力 P_{CP} が低いとライン圧力 P_{LP} は低くなる。図12には制御システムのこの実施例の効果が示されている。制

御圧力 P_{CP} は、図に示すように、圧力調整器29へ加える電流 I_{PC} に応じて0から6バールの範囲内で変化する。ライン圧力弁18の面22、25の大きさは、制御圧力 P_{CP} に応じて数バールと約70バールの閾値圧力 $P_{LP, th}$ との間でライン圧力 P_{LP} が変化するように決められる。最大制御圧力 $P_{CP, max}$ が調整されるとき、前記第2の油圧接続がなされ、そしてライン圧力は別の圧力 P_{FP} （これはこの場合圧力調整器供給圧力 P_{PR} である）によりその最大レベル $P_{LP, max}$ にセットされる。こうして本発明により達成されることは、最大印加ライン

【0032】

【発明の効果】本発明は上述の如く構成され、CVTの設計の効率を改善し、ライン圧力を精確に制御することができる制御システムを有するCVTと、CVTを精確にかつベルトスリップを確実に阻止して効率よく操作する制御方法を提供することが可能になるという効果を奏する。また、本発明によれば、制御システムの精度がCVTの全作動範囲において、トランスミッション比とは無関係に改善され、低コストにて実施可能である。

【図面の簡単な説明】

【図1】 従来のエレクトロ・ハイドロリック制御システムを有するCVTの概略構成図である。

【図2】 ライン圧力弁の概略縦断面図である。

【図3】 既知のCVTに係る制御電流、制御圧力及びライン圧力の間の関係を示す図である。

【図4】 本発明の第1実施例に係るエレクトロ・ハイドロリック制御システムを有するCVTの略図である。

【図5】 図4のCVTにおける使用に適するライン圧力弁の概略縦断面図である。

【図6】 図4のCVTに係る制御電流、制御圧力及びライン圧力の間の好ましい関係を示す図である。

【図7】 本発明の第2実施例に係るエレクトロ・ハイドロリック制御システムを有するCVTの概略構成図である。

【図8】 図7のCVTにおける使用に適するライン圧力弁の概略縦断面図である。

【図9】 図7のCVTに係る制御電流、制御圧力及びライン圧力の間の好ましい関係を示す図である。

【図10】 本発明の第3実施例に係るエレクトロ・ハイドロリック制御システムを有するCVTの概略構成図である。

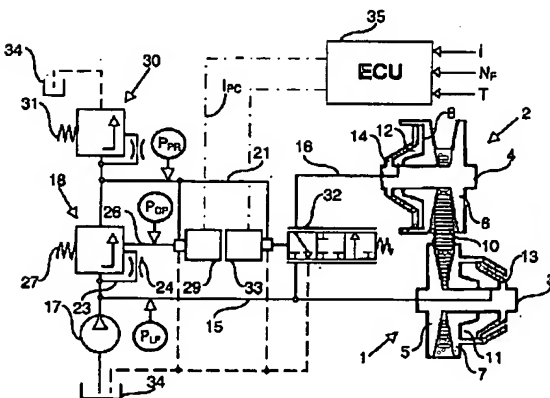
【図11】 図10のCVTにおける使用に適するライン圧力弁の概略縦断面図である。

【図12】 図10のCVTに係る制御電流、制御圧力及びライン圧力の間の好ましい関係を示す図である。

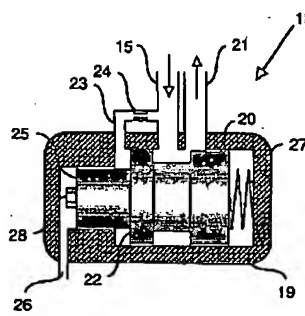
【符号の説明】

1：第1のプーリ、2：第2のプーリ、5：プーリディスク、6：プーリディスク、7：プーリディスク、8：プーリディスク、11：シリンダ、12：シリンダ、13：ピストン、14：ピストン、15：主油圧ライン、17：ポンプ、18：ライン圧力弁、19：弁ハウジング、20：弁体、22：弁体の面、25：弁体の別の面、29：圧力調整器、32：流れ制御弁、40：圧力調整器（圧力制御手段を構成する）、41：油圧路（圧力制御手段を構成する）、42：別の弁（圧力制御手段を構成する）、 P_{CP} ：制御圧力、 P_{LP} ：ライン圧力、 P_{FP} ：別の圧力、 P_{PR} ：供給圧力、 P_{AUX} ：補助圧力、 $P_{LP, UP}$ ：閾値圧、 I_{PC} ：制御電流、 I_{FPC} ：制御電流、 $P_{CP, max}$ ：最大制御圧力レベル、 $P_{LP, max}$ ：最大ライン圧力レベル、 IV ：ライン圧力レベル範囲、 VI ：ライン圧力レベル範囲、 VII ：ライン圧力レベル範囲。

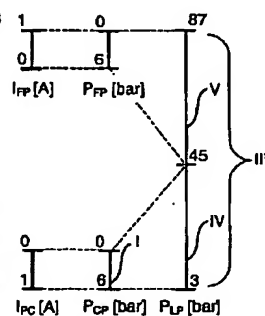
【図1】



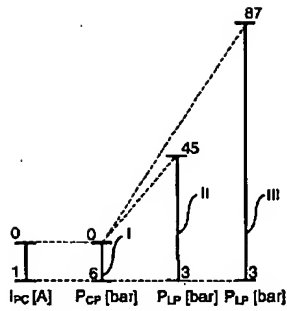
【図2】



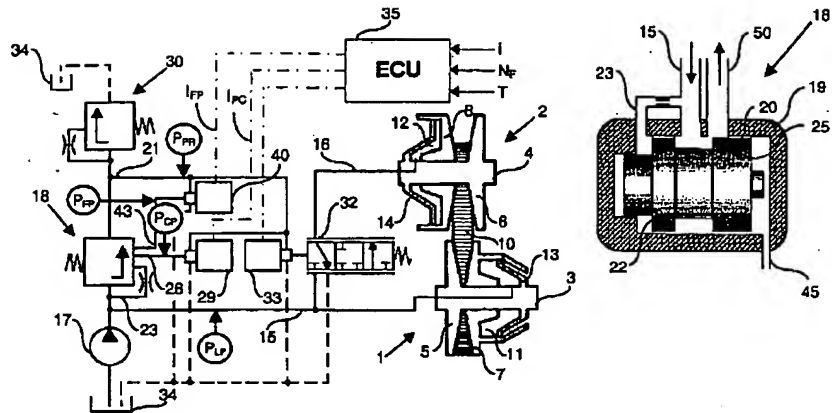
【図6】



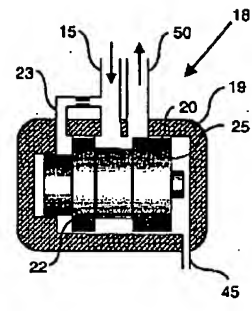
【図3】



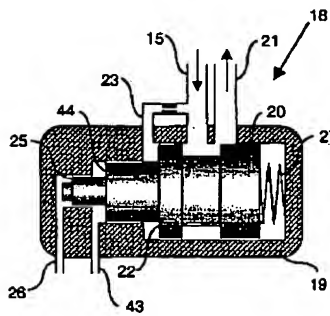
【図4】



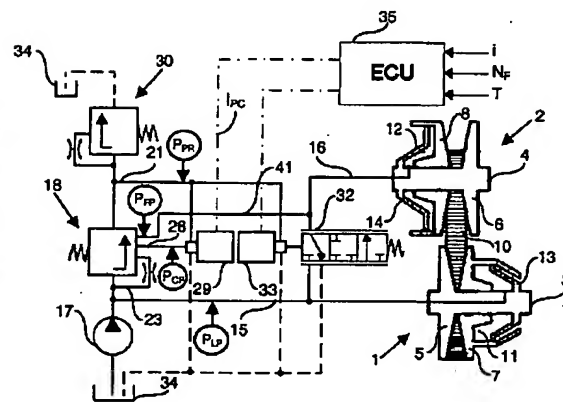
【図11】



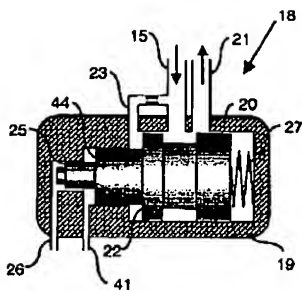
【図5】



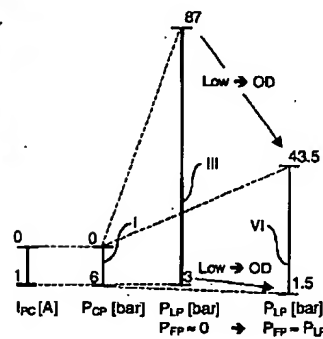
【図7】



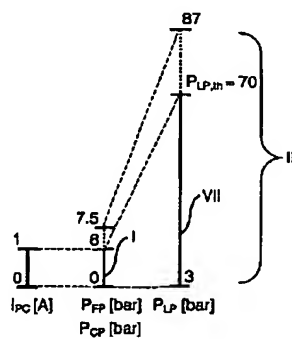
【図8】



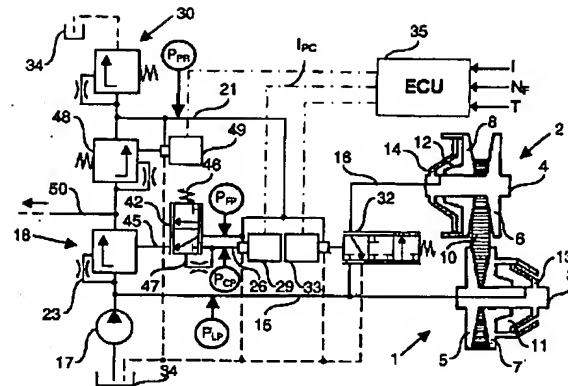
【図9】



【図12】



【図10】



フロントページの続き

(72)発明者 ヴィルヘルムス ヨハネス マリア フ
 ァン ヴィーク
 オランダ国、エンエルー5071 アーエン
 ウデンホウト、ビームド 7

(72)発明者 ヘンドリクス アドリアヌス アーノルツ
 ス ヴィルヘルミナ ベルデルス
 オランダ国、エンエルー5291、ペーテー
 ヌランド、ソメルディーク 21

PAT-NO: JP02001182811A

DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 2001182811 A

TITLE: **CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION** HAVING ELECTRO-HYDRAULIC CONTROL SYSTEM AND CONTROL METHOD OF THE TRANSMISSION

PUBN-DATE: July 6, 2001

INVENTOR-INFORMATION:

NAME	COUNTRY
VAN, WIJK WILHELMUS JOHANNES MARIA	N/A
PELDERS, HENDRIKUS ADRIANUS A W	N/A

INT-CL (IPC): F16H061/00, F16H009/00

ABSTRACT:

PROBLEM TO BE SOLVED: To improve the efficiency of CVT designing and establish precise controllability for the line pressure of a CVT.

SOLUTION: This transmission includes a control system capable of controlling the pressure of a cylinder 11 of a piston/cylinder assembly (11 and 13) combined with a first **pulley** 1, wherein the control system is equipped with a pump 17 to generate a flow of hydraulic medium from a **storage** part 34 to a main hydraulic line 15 and a line pressure valve 18 to be operated at least with the control pressure PCP adjusted by a pressure adjuster 29 arranged as manipulated electronically so that the line pressure PLP in the line 15 is controlled, and further with a pressure adjuster 40 to constitute a pressure control means capable of influencing the line pressure PLP by applying another pressure PFP to a valve element 20 in the line pressure valve 18.

COPYRIGHT: (C)2001,JPO

----- KWIC -----

Abstract Text - FPAR (2):

SOLUTION: This transmission includes a control system capable of controlling the pressure of a cylinder 11 of a piston/cylinder assembly (11 and 13) combined with a first **pulley** 1, wherein the control system is equipped with a pump 17 to generate a flow of hydraulic medium from a **storage** part 34 to a main hydraulic line 15 and a line pressure valve 18 to be operated at least with the control pressure PCP adjusted by a pressure adjuster 29 arranged as manipulated electronically so that the line pressure PLP in the line 15 is controlled, and

further with a pressure adjuster 40 to constitute a pressure control means capable of influencing the line pressure PLP by applying another pressure PFP to a valve element 20 in the line pressure valve 18.

Title of Patent Publication - TTL (1):

CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION HAVING ELECTRO- HYDRAULIC
CONTROL SYSTEM
AND CONTROL METHOD OF THE TRANSMISSION